

Teemu Korhonen

# FEM-analyysin prosessin kehittäminen Lean-filosofian mukaiseksi

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Kone- ja tuotantotekniikka

Insinöörityö

2.5.2017

Tekijä Otsikko Sivumäärä Aika	Teemu Korhonen FEM-analyysin prosessin kehittäminen Lean-filosofian mukaiseksi 33 sivua 2.5.2017
Tutkinto	Insinööri (AMK)
Koulutusohjelma	Kone- ja tuotantotekniikka
Suuntautumisvaihtoehto	Tuotantotekniikka
Ohjaajat	Yliopettaja Jyrki Kullaa, Metropolia Ammattikorkeakoulu Suunnittelupäällikkö Janne Lehtola, SEW-Industrial Gears Oy Tekninen päällikkö Kari Laukkanen, SEW-Industrial Gears Oy
<p>Insinööritöiden tarkoituksena oli kehittää FEM-analyysiprosessi Lean-filosofian mukaiseksi. Tavoitteena oli yhtenäistää MD-vaihdesarjan jakotason ruuvikokoja ja yleistä kotelon suunnittelua. Kotelon suunnittelulle ei aiemmin ollut vastaavanlaista prosessia, vaan se on perustunut yrityksen vanhoihin ohjeistuksiin.</p> <p>Työn aikana kehitettiin sisäinen ohjeistus, joka käsittelee koko analyysiprosessin. 3D-mallin muokkaus on ensimmäinen askel prosessissa. Tätä seuraa itse laskentamallin määrittely lähtötietojen pohjalta. Kun laskentamalli on määritetty, alkaa Ansysin ratkaisija laskemaan. Tämän jälkeen tulokset jälkikäsitellään.</p> <p>Prosessin kehittämisen ohessa on tehty työkaluja automatisoimaan toimintaa Lean-filosofian mukaisesti. Ensimmäinen työkalu on lomake, joka lähetetään asiakkaalle, jos asiakas haluaa tilata FEM-analyysin tilaamalleen vaihteelle. Tämän avulla lähtötiedot saadaan määritettyä. Toinen työkalu on laakerivoimien esikäsitteily, joka muuttaa hammaspyörien laskentaohjelmista saadut vaihteen laakerivoimat Ansysille sopivaan muotoon. Kolmas työkalu on tulosten jälkikäsitteily, joka tekee yksinkertaistetut VDI2230:n mukaiset lujuuslaskennat vaihteen ruuveille. Tuloksien asiakasesittelyä varten on myös tehty PowerPoint-muotoinen ehdotus.</p>	
Avainsanat	FEM-analyysi, teollisuusvaihte, Lean-filosofia

Author Title Number of Pages Date	Teemu Korhonen Development of an FEM Analysis Process According to Lean Philosophy 33 pages 2 May 2017
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Mechanical Engineering
Specialisation option	Production Engineering
Instructors	Jyrki Kullaa, Principal Lecturer, Metropolia University of Applied Sciences Janne Lehtola, Design Manager, SEW-Industrial Gears Oy Kari Laukkanen, Technical Manager, SEW-Industrial Gears Oy
<p>The objective of this Bachelor's thesis was to create an FEM analysis process according to the principles of Lean manufacturing philosophy. The aim of this thesis was to unify the sizing of the split plane bolts and the general housing design in MD gear series. However, the process how to design the housing of a gear unit has not existed earlier. Therefore, the design process has been carried out using the company's old instructions.</p> <p>Internal instructions were made during the thesis. They contain the whole FEM analysis process. The first step in the process is to modify the 3D model. This is followed by creating the calculation model according to the source data. When the calculation model has been created, the Ansys solver starts to calculate the model. After this the output of the results is processed.</p> <p>In addition, tools were developed to automatize the process. This was made so that the process follows the philosophies of Lean manufacturing. The first tool is an enquiry form for the customer to fill. If a customer wants to have an FEM analysis for the ordered gear unit, he will need to fill this form to define the calculation data. The second tool is a bearing load handler, which processes the output data from the gear toothing calculation programs for Ansys. The third tool is a post process tool for the output data of Ansys. The tool makes simplified calculations of the gear unit's split plane bolts according to VDI2230. Finally, a PowerPoint presentation was created to show the results for the customer.</p>	
Keywords	FEM analysis, industrial gear unit, Lean philosophy

## Sisällys

1	Johdanto	1
2	Työn taustaa	2
2.1	Teollisuusvaihde	2
2.2	Ruuvistandardi VDI2230	3
2.3	Lean-filosofia	3
2.4	Käytetyt ohjelmistot	4
3	FEM-analyysiprosessi	5
3.1	Vaiheet	5
3.2	Asiakkaan lähtötietojen määrittelevinen	6
4	FEM-laskenta	8
4.1	Verkotus	8
4.2	Reunaehdot	9
5	Laskentamallin määrittely	10
5.1	Voimansiirto-osien laskenta	10
5.2	Laskentatyyppi	10
5.3	3D-mallin muokkaus	11
5.4	Analyysiasetukset	16
5.5	Verkotus	16
5.6	Kontaktit	20
5.6.1	Kontaktikansiot	21
5.6.2	Ruuviliitokset	22
5.6.3	Vaihteen kontaktit	23
5.7	Laakerivoimat	24
5.8	Ruuvien esikiristys	26
5.9	Ratkaisu	27
5.10	Jälkikäsittelev	27
6	Tulosten esitystavan määrittelevinen	28
6.1	Ansys-tulokset	28

6.2	Asiakasraportti	28
7	Laskentaprosessin kehittäminen Lean-filosofian mukaiseksi	29
7.1	Sisäinen ohjeistus	29
7.2	Laakerivoimat laskentaohjelmista Ansykseen	30
7.3	Tulosten yksinkertaistettu VDI2230-laskenta	31
8	Yhteenveto	31
	Lähteet	33
	Liitteet (vain työn tilaajan käyttöön)	
	Liite 1. Laakerivoimien esikäsittelijä	
	Liite 2. Tulosten yksinkertaistettu VDI2230-laskija	
	Liite 3. SEW-Industrial Gears Oy sisäinen ohjeistus	

## 1 Johdanto

Insinööritöä tehtiin SEW-Industrial Gears Oy:lle. SEW-EURODRIVE on Saksassa vuonna 1931 perustettu sähkömoottoreita, taajuusmuuttajia ja vaihteistoja valmistava yritys. SEW-Industrial Gears Oy on SEW-EURODRIVE -konsernin omistama teollisuusvaihteiden suunnitteluun ja valmistukseen erikoistunut yhtiö, joka sijaitsee Karkkilassa. Yritys työllistää Karkkilassa noin 150 henkilöä ja maailmanlaajuisesti noin 15 000 henkilöä.

Insinööritöön tarkoituksena oli kehittää FEM-analyysiprosessi (Finite Element Method) SEW Industrial Gears Oy:lle Lean-filosofian mukaiseksi. Tähtäimessä oli MD-teollisuusvaihtesarjan jakotason ruuvien tarkastelu ja ruuvikokojen yhtenäistäminen vaihdekokojen välillä. Tarkoituksena oli siis luoda prosessi, jossa tarkastellaan vaihteen jakotason kiinnitysruuvien kestävyyttä vaihteen nimellismomentilla tai tietyllä pyörimisnopeudella ja teholla sekä asiakkaan ilmoittamilla erillisillä ulkoisilla kuormilla. Osana työtä oli myös MD/ME-sarjan teollisuusvaihteiden tarkastelu kotelon jännitysten osalta asiakkaan erikoisvaatimusten mukaisesti sekä vaihteen kriittisistä paikoista. Samaa perusajatusta on mahdollista laajentaa myös muihin vaihtesarjoihin, joten prosessi ei ole rajoittunut vain yhteen vaihdetyyppiin. Esimerkkinä insinööritöössä on käytetty MD4KS370-mallin teollisuusvaihdetta, jonka hammaspyörälaskennat on tehty vaihteen nimellismomentilla. Valmis vaihde näkyy kuvassa 1.

Vaihteen kotelon suunnittelulle ei ole ollut aiemmin vastaavan kaltaista prosessia, vaan suunnittelu tapahtui vanhojen yrityksen sisäisten ohjeiden mukaan. Koska vaihteita suunnittelee useampi eri henkilö, koteloissa ja niiden kiinnitysruuvien valinnassa ei ole ollut aina yhdenmukaisuutta. Valinta on tapahtunut pääasiassa joko vanhojen kokemusten tai käsin laskemisen kautta.

## 2 Työn taustaa

Työn kokonaiskuvan ymmärtämiseksi tulee tietää jonkin verran taustaa teollisuusvaihteista, ruuviliitoksista ja Lean-filosofiasta. Vaikka teollisuusvaihde on suhteellisen yksinkertaisen perusajatuksen omaava laite, sisältyy siihen monia eri huomioonotettavia asioita.

### 2.1 Teollisuusvaihde

Vaihde on laite, jolla muutetaan esimerkiksi sähkömoottorin pyörimisnopeutta ja tehoa yleensä pienemmäksi pyörimisnopeudeksi ja suuremmaksi momentiksi. Puhutaan siis alennusvaihteesta. Vaihteessa on välityssuhde, joka hammaspyörävaihteissa saadaan hammaspyörien lukumäärien suhteella. Välityssuhde lasketaan kaavalla  $i = \frac{z_2}{z_1}$ , jossa  $z_2$  on suuremman hammaspyörän hammasluku ja  $z_1$  pienemmän hammaspyörän hammasluku. Moniportaisilla vaihteilla välityssuhde lasketaan kertomalla välityssuhteet keskenään. Vaihteen ensiömomentti (sisään otettava momentti) lasketaan kaavalla  $P_1 = M_1 * \omega$ , jossa  $P_1$  on vaihdetta ajava teho,  $M_1$  ensiömomentti ja  $\omega$  pyörimisnopeus yksikössä rad / s. Kaava saadaan johdettua muotoon  $M_1 = \frac{9550 * P_1}{n_1}$ , jossa  $n_1$  ensiöakselin pyörimisnopeus yksikössä 1 / min. Vaihteen toisiomomentti (ulosotettava momentti) lasketaan kaavalla  $M_2 = M_1 * i_{tot} * \eta$ , jossa  $i_{tot}$  on kokonaisvälityssuhde ja  $\eta$  kokonaishyötysuhde.



Kuva 1 MD4KS370-teollisuusvaihde

## 2.2 Ruuvistandardi VDI2230

VDI2230 on ruuvistandardi, joka käsittelee ruuviliitoksia. Standardi pitää sisällään ruuviliitosten lujuuslaskentaa, sekä taulukkoarvoja ruuvien kiristykselle ja kitkakertoimille eri materiaalien välisille kontakteille. Standardi on kaksiosainen. Ensimmäinen osa käsittelee yhden ruuvin ruuviliitoksen laskentaa ja sisältää ohjeelliset taulukkoarvot (4.) Toinen osa käsittelee useampien ruuvien välisiä liitoksia ja analyyttisiä laskentamenetelmiä niille (5.)

VDI:n mukaisesti ruuveja on analysoitu eri kriteereillä. Mukana ovat myötölujuus, maksimoimat ruuvin liukumiseen ja leikkaantumiseen, sekä kannan maksimipintapaine.

Ruuvin esikiristysvoima ja kiristysmomentti määräytyvät käytettävän ruuvikoon ja ruuvin lujuuden mukaan. Pääsääntöisesti käytettävien ruuvien lujuusluokka on 8.8. Lujuusluokan ensimmäinen numero kertoo murtolujuuden (800 MPa) ja jälkimmäinen myötölujuuden (80 % murtolujuudesta, eli  $0,8 * 800 \text{ MPa} = 640 \text{ MPa}$ ). VDI2230 sisältää taulukkoarvot vain ruuvikokoon M39 saakka. Vaihteessa MD4KS370 on kuitenkin käytössä ruuveja kokoon M48 saakka, joten ruuvien esikiristysvoimaa on pitänyt arvioida vanhojen yrityksen sisäisten standardien pohjalta, sekä laskemalla kiristysvoiman arvoja VDI2230:n mukaisilla kaavoilla. Esikiristysvoimien suuruus vaihtelee pienimmän M16 ruuvin 72600 N:sta M48 ruuvin 693000 N:iin.

## 2.3 Lean-filosofia

Lean-filosofia on johtamisfilosofia, jonka perusajatuksia ovat jatkuva kehittäminen ja hukkan poistaminen. Leanissa ei tähdätä pelkästään pieniin muutoksiin, vaan sen avulla on tarkoitus kehittää koko toimintaa sisältäen sen kaikki osa-alueet. (1.)

Lean-ajatus on alkujaan lähtöisin Toyotan tuotantojärjestelmiä tarkkailleiden MIT:n professorien kirjasta *The Machine that Changed the World*. Toyota oli kehitellyt sisäisen tuotantofilosofian, jonka perusasioita olivat niin sanotut Just-In-Time- ja Respect-For-Human -ajattelut. Just-In-Time tarkoittaa sitä, että tuotannon aikana kaikki kokoonpantavat osat ja toiminnot ovat paikallaan juuri oikeaan aikaan. Respect-For-Human taas antaa arvoa ihmiselle itselleen hyödyntäen hänen valmiuksiaan ja taitojaan. (2.)



Nykyään Lean on paljon laajempi ajattelutapa, ja tähtää muun muassa hukan poistamiseen ja läpimenoajan lyhentämiseen. Just-In-Time on edelleen tärkeässä roolissa, ja sillä on suuri vaikutus nimenomaan läpimenoajan lyhentämiseen. Tuotannon kehittämistä ei ole tarkoitus jättää vain yhden henkilön tehtäväksi, vaan kaikki sitoutuvat kehittämään sekä itseään, että ympärillä oleviaan.

Lean-tuotanto on käytössä myös SEW-Industrial Gears Oy:ssä ja se on tärkeässä roolissa. Tarkoituksena on kehittää koko prosessia, ei vain yksittäisiä toimintoja tai ihmisiä. Tuotteen läpimenoajan lyhentäminen sekä suunnittelun, että tuotannon osalta kuuluu yhtiön tavoitteisiin. Tuotteita ei ole tarkoitus tehdä varastoon, vaan niin sanotusti imuohjatusti vain tarpeeseen. Yhteen virstanpylvääseen saavuttaessa ei tyydytä vain tähän, vaan pyritään viemään kehitystä vieläkin eteenpäin. Yrityksen kilpailukyky paranee jatkuvasti, kun hukkaa vähennetään ja tuotantoa tehostetaan, jolloin pystytään panostamaan entistä paremmin kehitystyöhön. Tarkoituksena on olla markkinoiden paras, joten pelkän läpimenoajan lyhentämisen ja kustannustehokkuuden lisäksi tuotteiden ja prosessien tulee olla laadukkaita, luotettavia ja joustavia.

Lean-ajattelua tässä insinööriyössä on lähestytty prosessin kehittämistarkoituksessa. Koska FEM-analyysiprosessi on pitkä ja sisältää monia vaihtelevia työvaiheita, se ei varsinaisesti ole ihanteellinen Leanin kannalta. Prosessia varten on kehitetty työkaluja, jotka hieman automatisoivat toimintaa. Näistä työkaluista lisää tietoa kappaleessa 9.

## 2.4 Käytetyt ohjelmistot

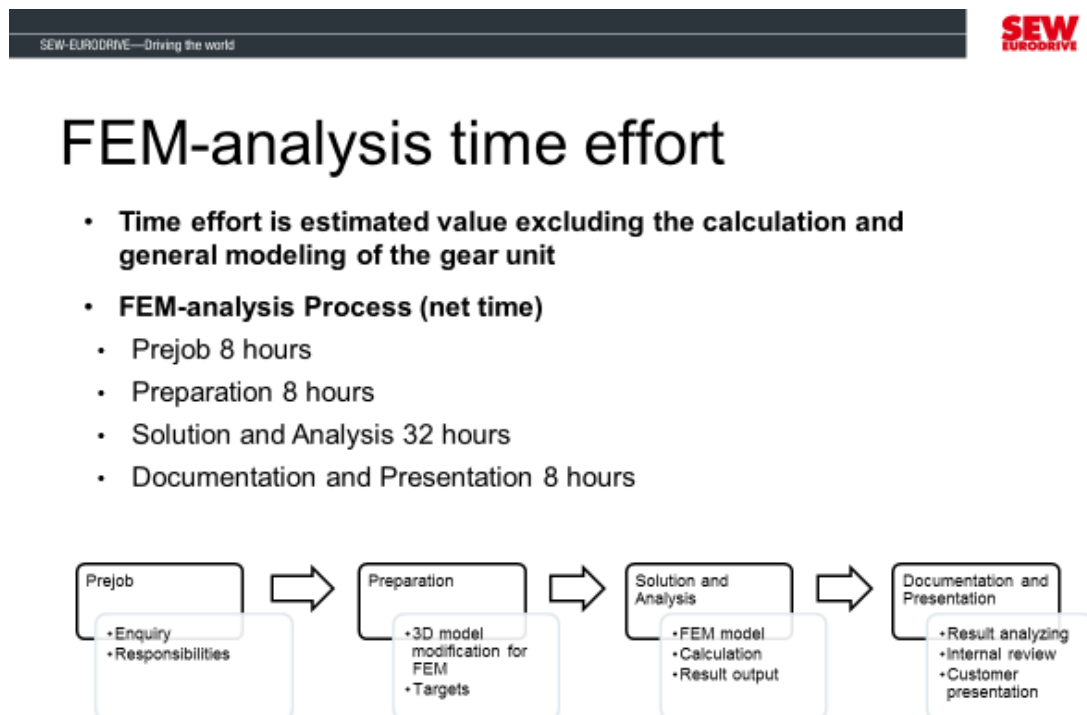
Insinööriyössä käytettiin ohjelmistoja yrityksen normaalien toimintatapojen mukaisesti. 3D-mallinnusohjelmana käytössä oli Solidworks, FEM-analyysiohjelmana Ansys ja hammaspyörien laskentaohjelmina vaihdesarjasta riippuen joko KISSsys tai Wesilab, joka on yrityksen sisäinen saksalaisten hallinnoima verkkopohjainen ohjelmisto. Myös Exceliä käytettiin erilaisten taulukoiden tekemisessä.

### 3 FEM-analyysiprosessi

FEM-analyysiprosessi sisältää useita eri vaiheita. Niiden sisältöä on eritelty kuvassa 2. Kuten tässäkin insinööriyössä, on kuvassa käsitelty vain itse FEM-analyysin osuutta. Pois on siis jätetty itse vaihteen perussuunnittelu ja -laskenta, sekä suunnittelupohjainen 3D-mallinnus.

#### 3.1 Vaiheet

Ensimmäisessä vaiheessa asiakas on tehnyt tilauksen ja täyttänyt lomakkeen FEM-analyysia varten. Työlle määritellään vastuuhenkilö(t). Valmisteluvaiheessa määritellään työn tavoitteet ja muokataan jo valmistusta varten tehty 3D-malli analyysia varten. Tämän jälkeen on vuorossa pisin työvaihe, jossa suoritetaan itse laskennan määrittely raja-arvoineen ja voimineen. Samalla määritellään myös, että mitä tuloksia halutaan. Viimeisenä työvaiheena tulokset jälkikäsitellään, läpikäydään lyhyesti sisäisesti määritellyn työryhmän ja vastuuhenkilöiden kesken, sekä tehdään asiakasraportti työn lopputuloksista.



### 3.2 Asiakkaan lähtötietojen määrittäminen

Vaihdetta tilatessaan asiakas voi halutessaan määritellä, että vaihteelle tehdään FEM-analyysi. Asiakkaalta tarvitaan vaihteen analysointia varten lähtötietoja, joita käsitellään tarkemmin seuraavassa kappaleessa. Näiden tietojen avulla saadaan hammaspyörien laskentaohjelmistosta laakerivoimat, jotka syötetään Ansykseen laskentaa varten.

FEM-analyysitilausta varten on luotu *asiakaslomake*, joka on nähtävissä kuvassa 3. Tarvittavia asiakastietoja ovat vaihdetilauksen yhteydessä tehdyn vaihdevalinnan lisäksi ensiö- ja toisioakselin pyörimisnopeudet sekä ensiöakselia ajava teho. Lisäksi pyydetään mahdolliset ulkoiset kuormat erikseen aksiaali- ja radiaalikomponentteina sekä niiden suunnat ja sijainnit akselikohtaisesti. Lomakkeeseen on lisätty kuvallinen havainnointi voimien suunnista ja akselien numeroinnista helpottamaan asiakkaan työtä.

Vaihteen voimat lasketaan hammaspyörien laskentaohjelmalla joko asiakkaan antamien tietojen mukaisesti tai vaihteen nimellismomentilla. Laakerivoimat syötetään tämän jälkeen Ansykseen analyysia varten. Asiakkaalle annetaan myös vaihtoehto asettaa erityisvaatimuksia laskennalle, mutta näissä erikoistapauksissa tulee aina vaihteen myyjän ja suunnittelu- tai laskentaosaston kanssa määritellä, missä määrin näitä asetettuja toiveita pystytään toteuttamaan.

## Finite element analysis enquiry

Document no.: D0000157  
Revision:  
Document created: 2017-03-23



### Calculation point

Rotation speed HSS [1/min]

Max.	0
------	---

Rotation speed LSS [1/min]

Max.	0
------	---

Running power  $P_{k1}$  [kW]

Max.	0
------	---

### Forces acting on the output shaft LSS

Axial force  $F_A$  [N]

Shaft 3	0	Shaft 4	0
---------	---	---------	---

Radial force  $F_R$  [N]

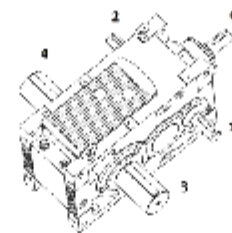
Shaft 3	0	Shaft 4	0
---------	---	---------	---

Distance from shaft shoulder  $X$  [mm]

Shaft 3	0	Shaft 4	0
---------	---	---------	---

Application angle of the radial force  $\alpha$  [°]

Shaft 3	0	Shaft 4	0
---------	---	---------	---



### Forces acting on the drive shaft HSS

Axial force  $F_A$  [N]

Shaft 0	0	Shaft 1	0	Shaft 2	0
---------	---	---------	---	---------	---

Radial force  $F_R$  [N]

Shaft 0	0	Shaft 1	0	Shaft 2	0
---------	---	---------	---	---------	---

Distance from shaft shoulder  $X$  [mm]

Shaft 0	0	Shaft 1	0	Shaft 2	0
---------	---	---------	---	---------	---

Application angle of the radial force  $\alpha$  [°]

Shaft 0	0	Shaft 1	0	Shaft 2	0
---------	---	---------	---	---------	---

### Special requirements on FEM-analysis (critical locations etc.)

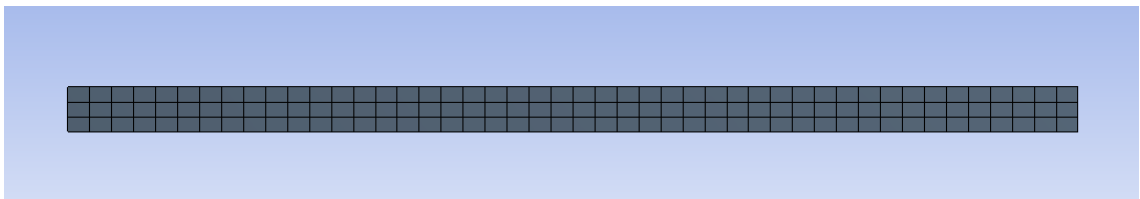
## 4 FEM-laskenta

FEM eli Finite Element Method (elementtimenetelmä) on numeerinen, yleensä tietokoneella tehtävä laskentamenetelmä. Sen avulla pystytään laskemaan useita erilaisia asioita, kuten esimerkiksi kappaleiden lujuusominaisuuksia, lämmönsiirtoa ja nesteiden virtauksia mielivaltaisen muotoisille geometrioille. Elementtimenetelmässä kappale jaetaan elementteihin, joita elementtien solmukohdat jakavat. Erilaisille elementtityypeille on muodostettu omat muotofunktionsa. Elementtimenetelmän perusyhtälö on  $[K]\{u\} = \{F\}$ , jossa  $K$  on rakenteen jäykkyyismatriisi,  $u$  rakenteen solmupistesiiirtymät ja  $F$  kaikki rakenteeseen vaikuttavat voimat. Laskentamallissa annetaan analysoitavalle osalle materiaaliarvot, muodostetaan laskentaverkko ja asetetaan laskennalle reunaehdot.

Tietokoneella laskettavassa lujuuslaskennassa käytetään tarkoitukseen pyhitettyjä ohjelmistoja. Tässä insinööriyössä on käytössä Ansys, joka on amerikkalainen Ansys, Inc.:n kehittämä ohjelmisto. Ansys, Inc. on perustettu vuonna 1970, ja sen ohjelmisto on nykyään yksi suurimpia lujuuslaskentaohjelmistoja.

### 4.1 Verkotus

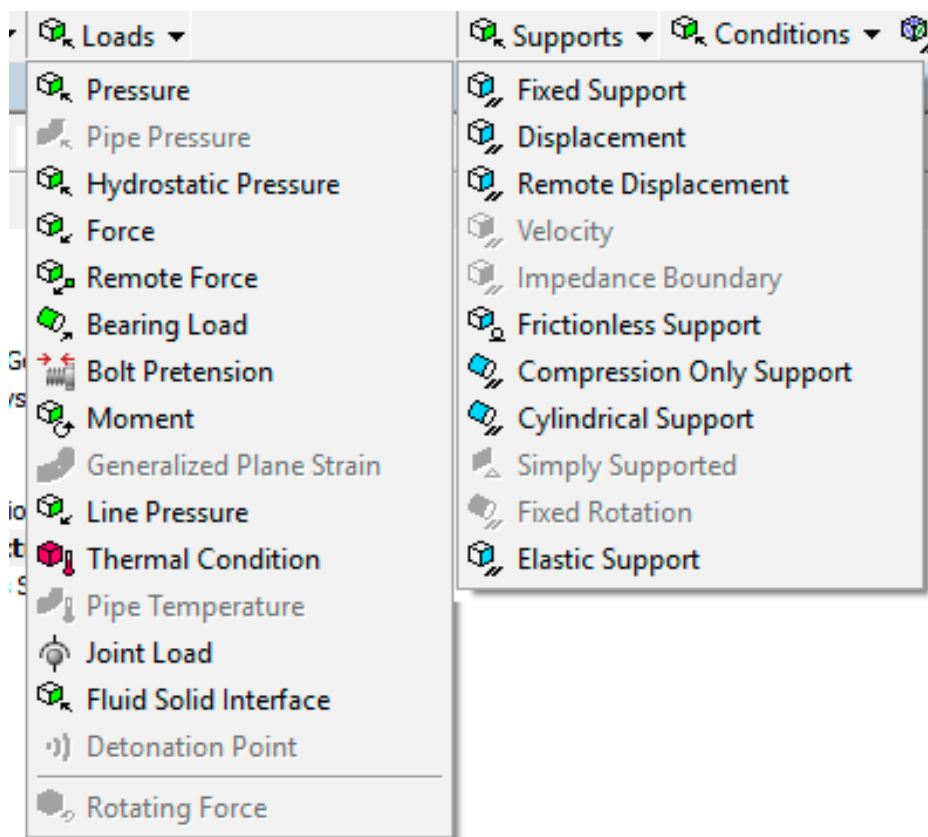
Elementtimenetelmän avulla pystytään laskemaan monimutkaisten muotojen lujuuksia, mutta kappale tulee jakaa pieniin osiin laskentaa varten. Tätä syntynyttä rakennetta kutsutaan meshiksi, eli verkoksi, joka koostuu pienistä elementeistä. Elementillä voi olla useita erilaisia muotoja. Yleisin niistä lienee tetraedrimäinen muoto, eli elementti jolla on neljä tahkoa. Kuvassa 4 on yksinkertainen verkotettu kappale.



Kuva 4 Verkotettu osa

## 4.2 Reunaehdot

Staattisessa analyysissä laskentamallissa tulee olla niin monta kiinnitystä, että jäykän kappaleen liike estetään ja ohjelmisto voi suorittaa laskennan. Laskentamallissa on kuusi vapausastetta, kolme translaatioille ja kolme rotaatioille. Staattisissa laskuissa nämä kaikki vapausasteet tulee lukita ainakin jossakin osassa mallia. Pelkän kiinnityksen lisäksi asetetaan luonnollisesti myös kuormat mallille. Ansyksessä on useita erilaisia tuentoja ja voimatyyppejä, kuten kuvasta 5 voidaan todeta.



Kuva 5 Voimat ja tuennat

## 5 Laskentamallin määrittely

### 5.1 Voimansiirto-osien laskenta

Hammaspyörien laskentaohjelmasta tarvittavia tietoja ovat laakereiden aiheuttamat reaktiivoimat vaihteen koteloon. Ohjelmaan täytyy syöttää tiedot muun muassa käytettävistä akseleista, laakereista, pyörintänopeuksista, sekä ajava teho ja välityssuhteet. Niiden tarkempaa määrittelyä ja laskentaa ei käsitellä tässä insinöörityössä. Laskennat on suoritettu kokeneempien suunnittelijoiden toimesta. Laskennan jälkeen ohjelmasta saa tulostettua raportin, josta saadaan tarvittavat tiedot Ansys-mallia varten.

### 5.2 Laskentatyyppi

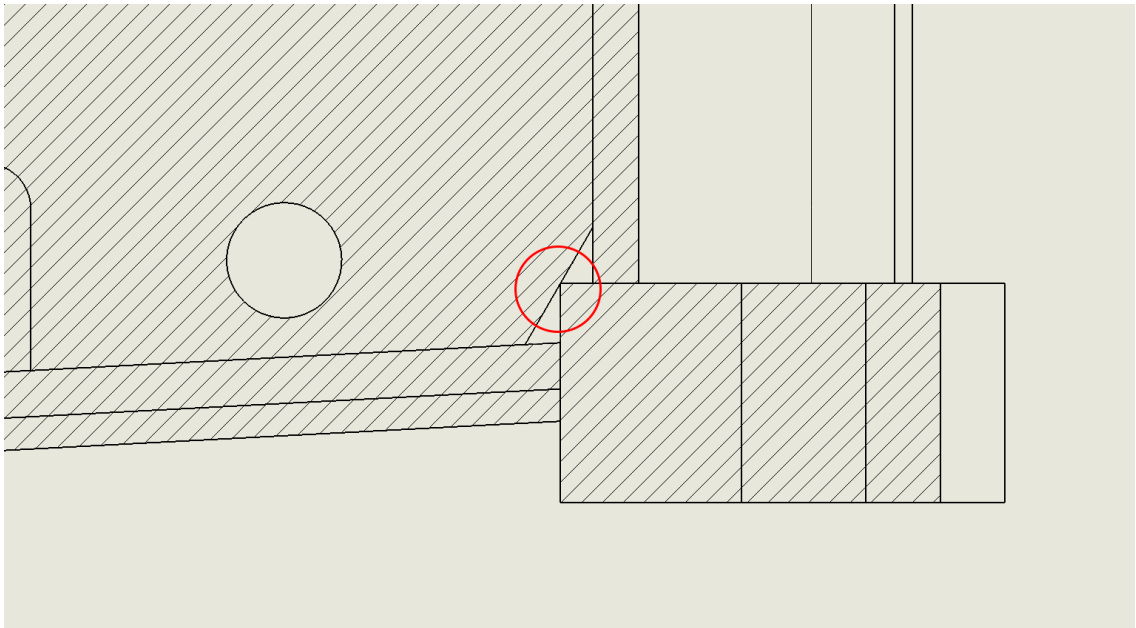
FEM-analyysin laskentatyyppin määrittelyssä, eli esikäsittelyssä, on useita eri mahdollisuuksia, ja ruuvien laskentaan on olemassa myös valmiita lisäosia Ansyskseen. Prosessin kehittämiseksi insinöörityössä on päätetty itse kehittää laskentatapaa ruuvistandardin VDI2230-2 mukaisesti. Laskentamallin tyyppiä valittiin VDI2230-2:ssa esitelty FEM Class III, koska se on vaatimustasoltaan työhön soveltuvaa luokkaa. Tämän luokan mukaisesti laskentamallissa on mukana ruuvit yksinkertaistettuina 3D-malleina (solideina), kuten standardissa on kerrottu:

Model class III represents the bolt as an equivalent volume body. Here the bolt is modelled without a thread. By adjustment of the geometry or of the constitutive equation it should be ensured that this equivalent bolt has the same properties as the real bolt, particularly with regard to the compliances of its thread and head. The compliance of the bolt can be adjusted following tests or as specified in VDI 2230 Part 1. In addition to the contact in the interface, the contact in the bearing areas of bolt and nut can also be taken into consideration. (3.)

### 5.3 3D-mallin muokkaus

Vaikka insinööriyön ajatuksena oli, että analysoitavasta vaihteesta on olemassa jo valmis malli, joutuu 3D-mallia silti muokkaamaan hyvin suurella todennäköisyydellä. Vaihteen 3D-malli oli suunniteltu valmistusta silmällä pitäen, joten se ei sopinut suoraan analyysiin. Esimerkiksi hitsisaumojen kohdalla, jossa materiaalivahvuutta ei juurikaan ole, verkotus epäonnistuu herkästi. Lisäksi ruuvien 3D-mallit ovat yleensä turhan monimutkaisia, joten niitä yksinkertaistetaan vastaamaan VDI 2230-2:n mukaista FEM Model Class 3: a. Koko laskentamalli tehdään niin sanottuina solid-malleina, joissa osilla on tilavuus. Ansys käsittelee eri osat niin kutsuttuina bodyina.

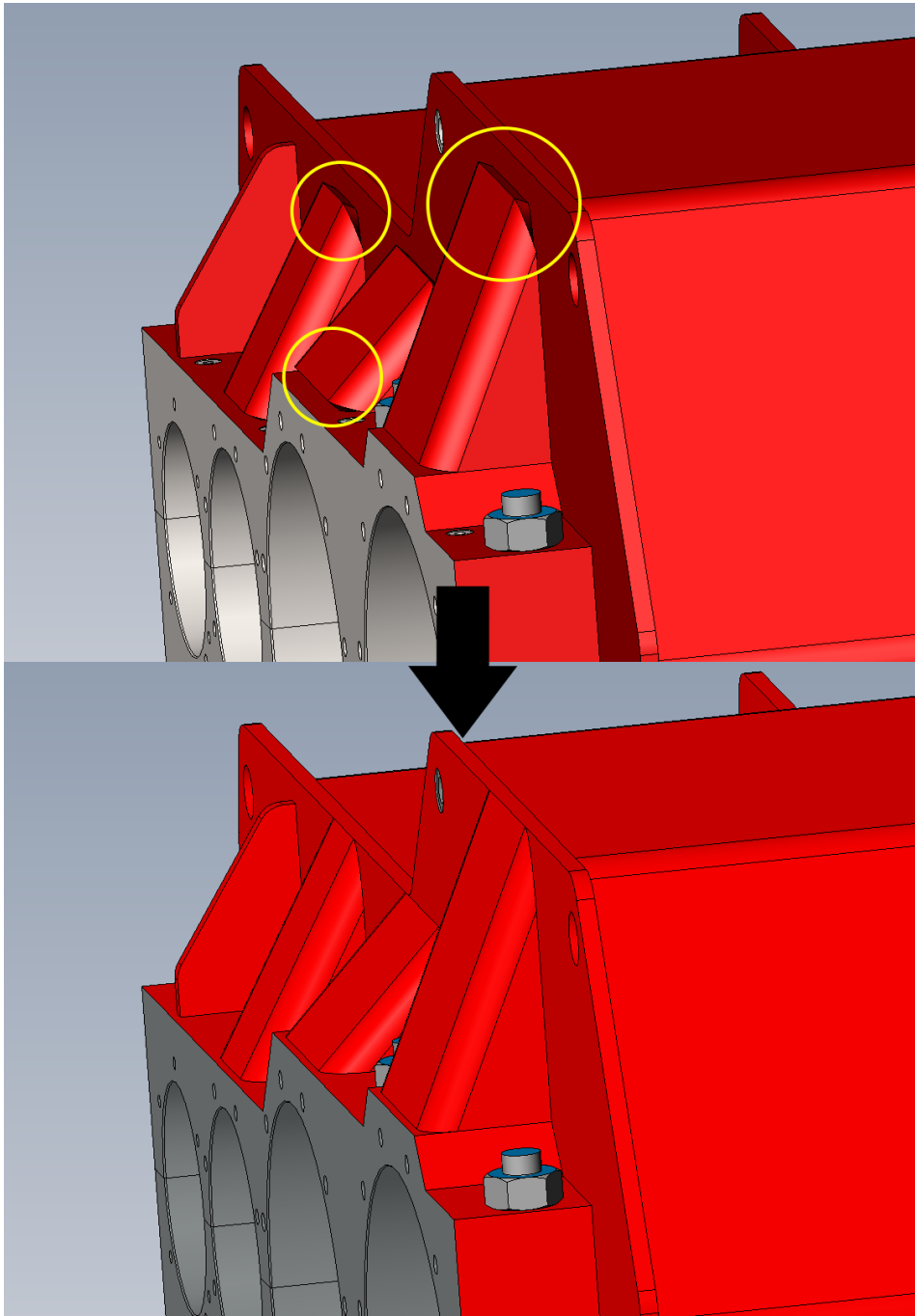
Kuvassa 6 on nähtävissä ongelmallinen geometria, jossa verkotus ei onnistu. Kyseessä on vaihteen sisällä lattia- ja seinäpintojen välissä oleva vahvikelevy, joka hitsataan vaihteeseen kiinni. Punaisella ympyröityyn nurkkakohtaan ei jää materiaalivahvuutta ollenkaan, joten verkottaja ei pysty verkottamaan kyseistä geometriaa. Ongelma on ratkaistu täyttämällä poikkileikkauskuvassa nähtävät nurkan tyhjät kohdat, kuten todellisessa vaihteessa on vahvikkeen hitsauksen jälkeen.



Kuva 6 Ongelmallinen geometria



Kuvassa 7 on nähtävissä vastaavanlainen ongelma vaihteen ulkopuolelle kylkeen hitsatuissa vahvikkeissa. Ongelmallisen geometrian alueet on ympyröity keltaisella. Vahvikkeet ovat onttoja, joten vaihteen seinän ja vahvikkeen sisänurkan risteämään syntyy jälleen alue, jossa seinämävahvuutta ei ole ollenkaan. Ongelma on ratkaistu jatkamalla vahvikkeen ulkomuodon geometriaa vaihteen seinään asti, joten kohtaavaa geometriaa on vahvikkeen seinämävahvuuden verran.



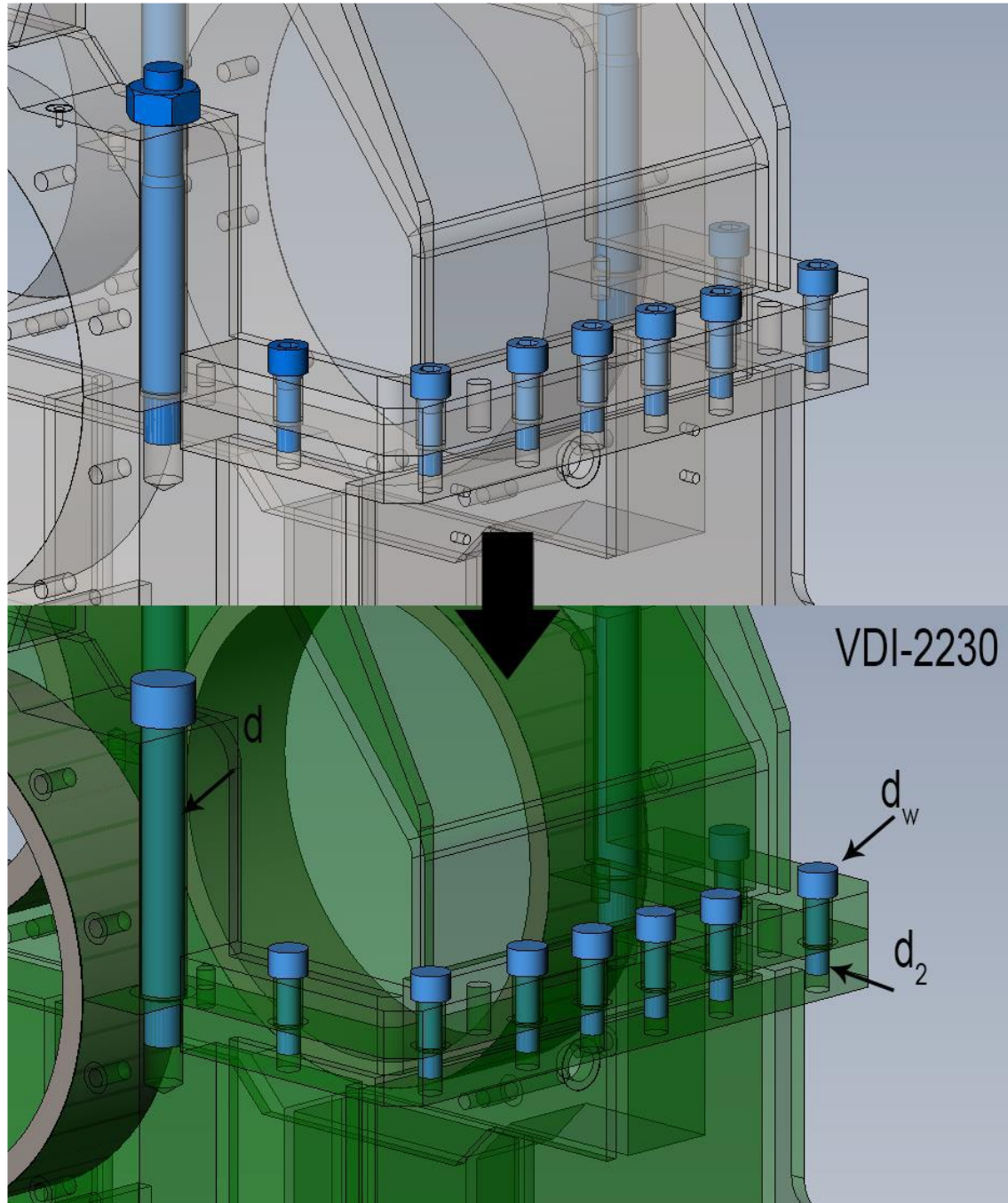
Kuva 7 Vahvikkeen ongelmallinen geometria

Ruuvien mallien muokkauksen tulos on nähtävissä kuvassa 8. Geometria muutetaan vastaamaan yksinkertaistettua ruuvia. Kuvassa nähtävät halkaisijat tulevat kyseisen ruuvin standardista (esimerkkitapauksessa mitat ruuvistandardista ISO 4014).

$d$  = ruuvin nimellishalkaisija

$d_2$  = ruuvin kierreosan kantava halkaisija

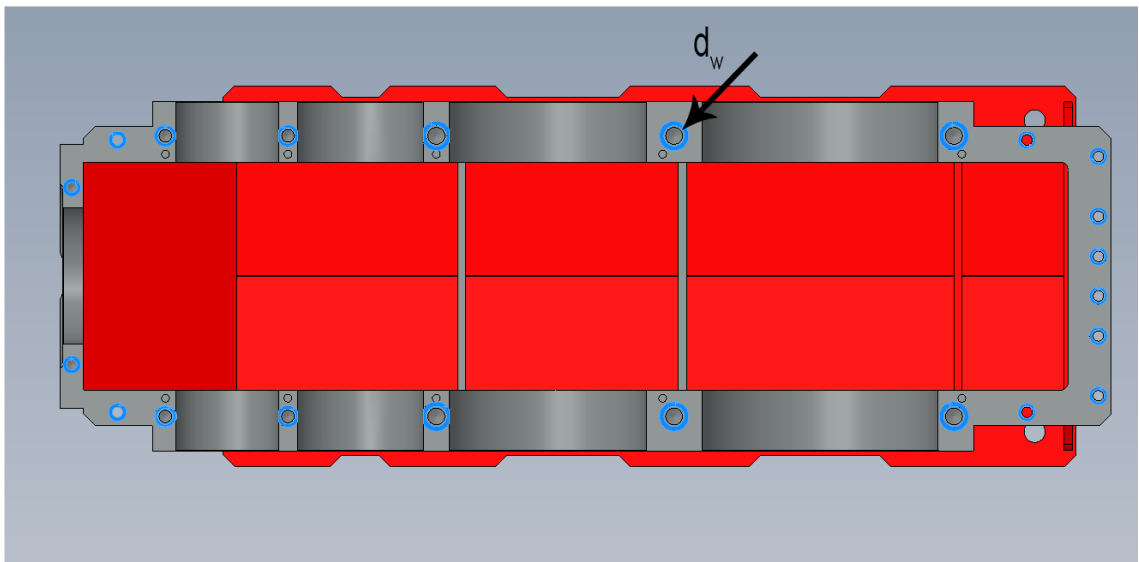
$d_w$  = ruuvin kannan vaikutusalueen halkaisija.



Kuva 8 Ruuvien mallien muokkaus

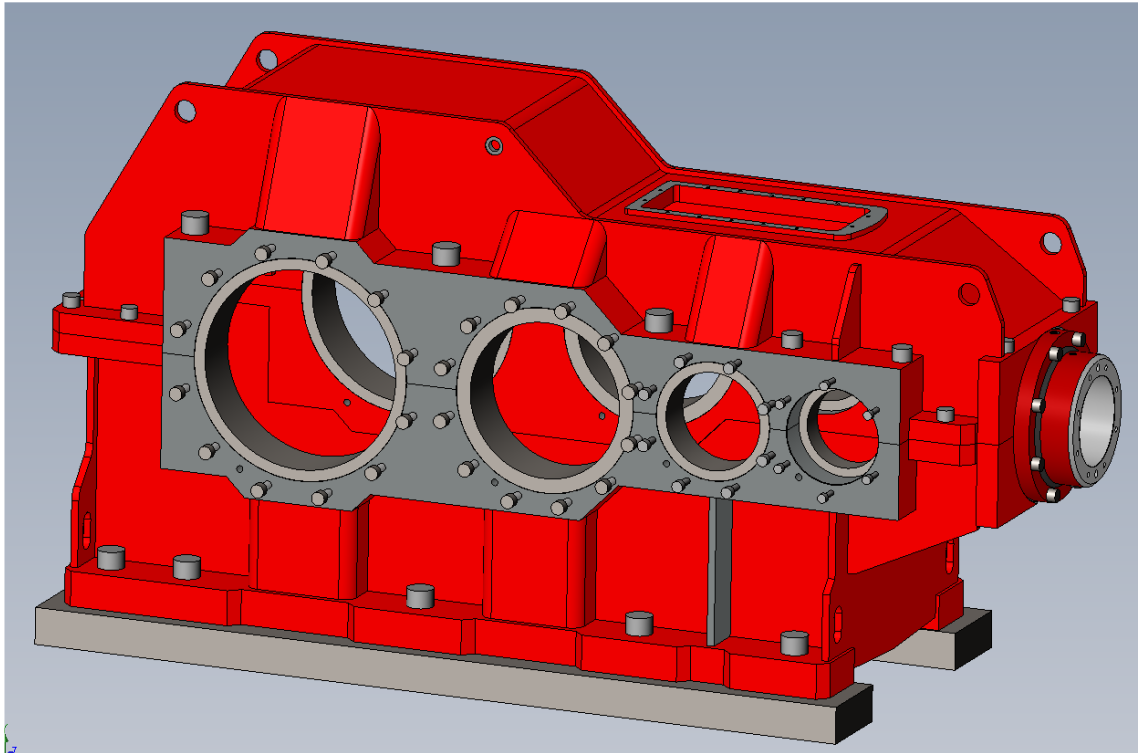
Vaihteen jakotasoon tehdään kumpaankin puoliskoon ruuvien kannan vaikutusalueen kokoinen alue kuvan 9 mukaisesti. Jakotason ruuveihin vaikuttavat reaktiovoimat tarkastellaan tältä alueelta. Jakotasojen välissä tapahtuu eniten liukumaa, joka voi aiheuttaa radiaalivoimia ruuville. Tämä voi vaikuttaa VDI2230-1:n mukaisesti ruuvien aukeamiseen, joten tarkastelu tehdään tältä alueelta. Asiaa on käsitelty tarkemmin standardissa seuraavasti:

If a change of direction of the external loading leads to transverse shearing, self-loosening of the bolts by rotation can occur if the joints are unsecured. Relative movements in the mating threads and/or the bearing surfaces neutralize the self-locking, so that the inner loosening torque of the joint (in accordance with the negative useful moment during tightening) is no longer in equilibrium with the friction moments in the thread or the bearing surfaces. (4, s. 28.)



Kuva 9 Vaihteen jakotason reaktiovoimien tarkastelun pinta-ala

Teollisuusvaihteen kiinnitystapa on yleisimmin sen kiinnittäminen ruuviliitoksella niin sanottuun teräspetiin kiinni. Kuvassa 10 näkyy yksinkertaistettu malli vaihteen kiinnityksestä petiin. Kuvassa näkyy myös yksinkertaistetut laakerin ulkorenkaat, jotka vastaavat käytettyjen laakereiden mittoja. Kaikki laakerivoimat kohdistetaan näihin renkaisiin.



Kuva 10 Vaihteen kiinnitysjalat ja laakerien ulkorenkaat

## 5.4 Analyysiasetukset

Laskentamalli on varsin laaja ja monimutkainen sisältäen kitkallisia kontakteja ja ruuvien kiristyskiä. Tämä tekee mallista epälineaarisen, koska mallin käyttäytyminen ei ole täysin suoraviivaista. Ruuvien kiristyksestä johtuen laskentamalli tulee jakaa kahteen laskenta-askeleeseen. Ansys käsittelee laskenta-askeleia aikayksiköinä, joten tässä tapauksessa laskenta on jaettu yhteensä 2 sekunnin pituiseen aikajaksoon. Ensimmäisellä laskenta-askeleella asetetaan ruuvien kiristysvoima ja toisella askeleella lukitaan ruuvien kiristys ja asetetaan kaikki vaihteen laakerivoimat ja mahdolliset ulkoiset voimat.

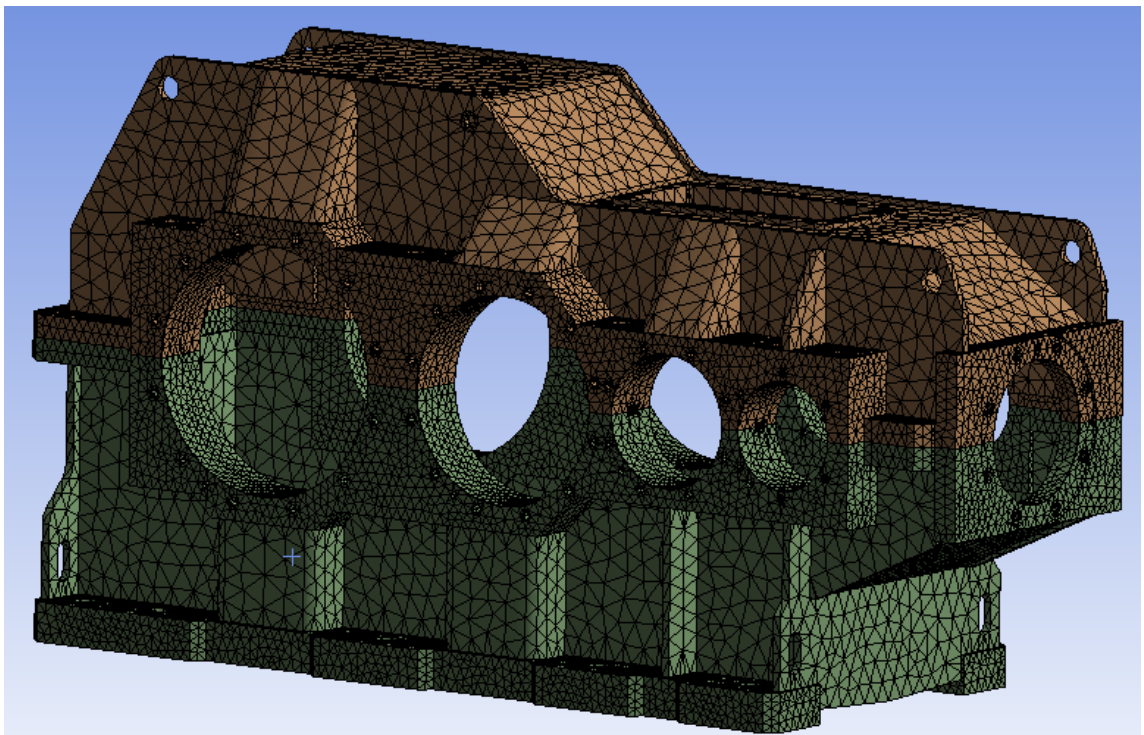
Suurten voimien ja epälineaaristen kontaktien vuoksi mallin laskenta kannattaa jakaa vielä useampaan lyhyempään niin sanottuun substeppiin, eli aliaskeleeseen. Ansys määrittelee yleensä substepien määrän ja pituuden itse, jonka lisäksi ohjelma iteroi substepin sisällä. On kuitenkin yleensä kannattavaa määritellä esiasetuksena, että substepejä on käytössä vähintään viisi, jotta laskenta saadaan varmasti suoritettua. Ansysin asettama määrä substepejä todettiin toistuvasti liian vähäiseksi, jolloin ohjelma ei osannut jakaa voimia oikein ja laskenta päättyi virheeseen. Aliaskelten määrää muuttamalla ohjelma pystyy paremmin muokkaamaan kontaktipintojen keskinäistä lujuutta ja voiman jakoa, jotta pintojen lävistymistä ei tapahdu. Kontaktipintojen jäykkyyttä käsitellään tarkemmin kappaleessa 5.6

## 5.5 Verkotus

Teollisuusvaihte on fyysiseltä kooltaan yleensä varsin suuri laite. Esimerkkinä työssä oleva MD4KS370 vaihte on fyysisiltä mitoiltaan noin kolme metriä pitkä, metrin leveä ja puolitoista metriä korkea. Tämä aiheuttaa haasteita mallin verkottamisen osalta, koska elementin koko tulisi pitää kuitenkin suhteellisen pienenä riittävän laskentatarkkuuden saavuttamiseksi. Tämän johdosta verkon vapausasteiden määrä kasvaa ja laskentamalli muuttuu raskaammaksi. Esimerkkivaihteen mallissa solmujen määrä kohosi noin miljoonaan. Mallissa oli lukuisia yksityiskohtia, joiden verkkoa haluttiin tarkentaa, kuten ruuvien kantojen ala ja laakeripinnat.

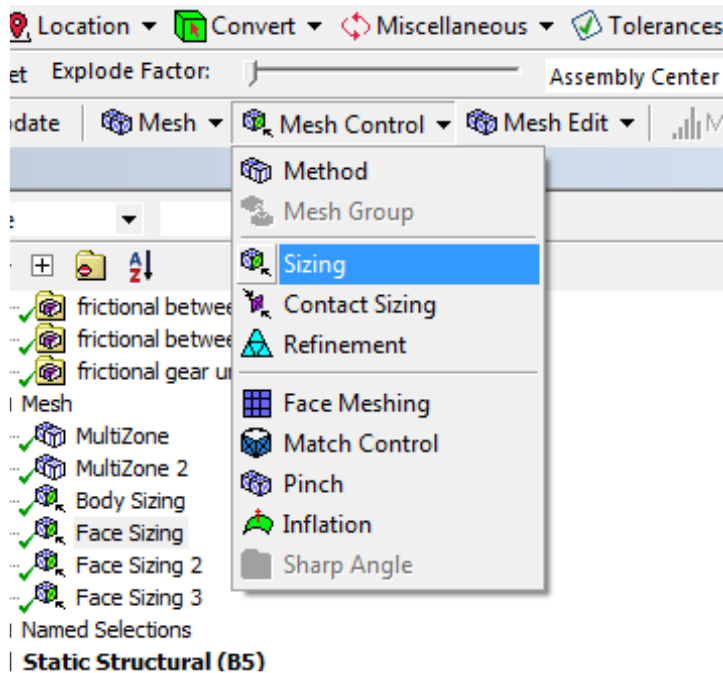
Verkotuksen muokkaaminen laskentaan sopivaksi on yksi tärkeimpiä asioita onnistuneen laskennan takaamiseksi. Liian pikkutarkalla verkotuksella muuttuu malli raskaaksi, laskenta-ajat karkaavat kohtuuttomiksi ja laskentakoneesta saattaa loppua laskentateho kesken. Liian karkealla mallilla tulokset muuttuvat epätarkoiksi eikä laskenta välttämättä mene läpi. Mallia kannattaa optimoida niin, että alueet, joista laskija on kiinnostunut, verkotetaan paljon tarkemmilla asetuksilla. Toisaalta alueet, joilla ei ole tarkasteltavia kohtia, verkotetaan karkeammilla asetuksilla.

Kuvassa 11 on havaittavissa, että vaihteen reuna-alueilla verkko on harvempaa, ja laakeripesien ja varsinkin ruuvireikien lähetyvillä verkko on tiheämpää.



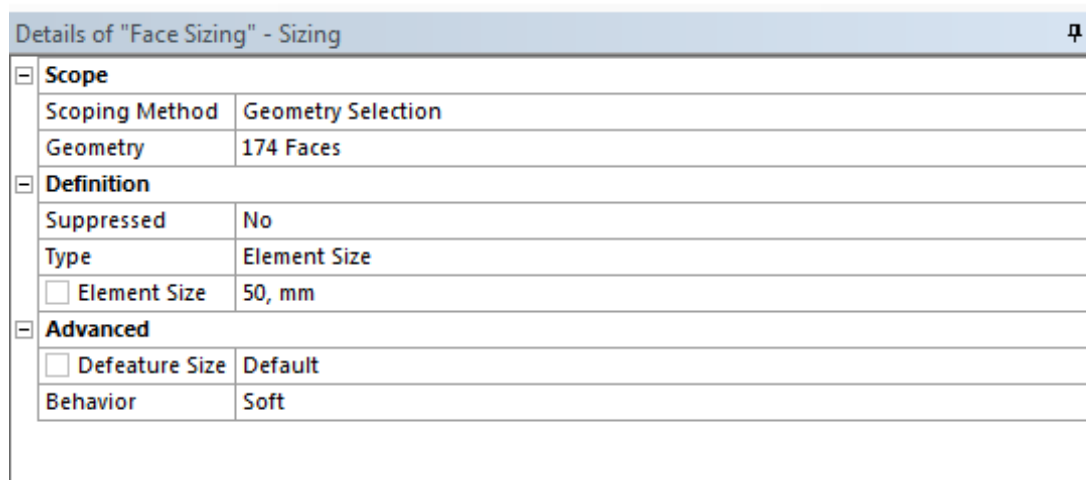
Kuva 11 Verkotettu malli

Verkotuksen muokkaamiseen löytyy Ansys:stä useita eri vaihtoehtoja, kuten kuvasta 12 on nähtävissä. Näistä asetuksista on hyödynnetty Sizingiä ja Methodia, joista löytyy vielä useita ala-asetuksia.



Kuva 12 Mesh Control -asetukset

Kuvassa 13 on Face Sizing -ominaisuuden asetusikkuna. Tarkennukselle määritellään pinnat, joissa mallin tarkennusta käytetään ja Element Sizellä määritellään elementin koko pituusyksiköillä. Tarkennuksen voi halutessaan määrittää myös osakokonaisuuksille Body Sizingillä.



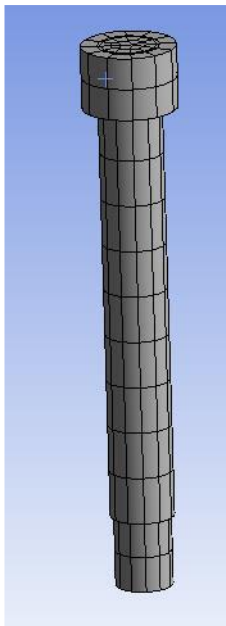
Kuva 13 Face Sizing -tarkennus

Yksinkertaistetuissa ruuvien 3D-malleissa sopiva verkon tyyppi on MultiZone. Meshin tyyppin asetukset näkyvät kuvassa 14. Elementin muoto tällä tyyppillä on heksaedrinen. Kuvassa 15 on nähtävissä MultiZonella verkotettu malli. Vertaamalla sitä kuvaan 11 on huomattavissa selkeä ero verkon muodossa ja jakautumisessa. Ansyksen käyttöohjeissa asiaa on selvitetty tarkemmin:

The MultiZone mesh method, which is a patch independent meshing technique, provides automatic decomposition of geometry into mapped (sweepable) regions and free regions. When the MultiZone mesh method is selected, all regions are meshed with a pure hexahedral mesh if possible. (3.)

Details of "MultiZone 2" - Method	
[-] <b>Scope</b>	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	32 Bodies
[-] <b>Definition</b>	
Suppressed	No
Method	MultiZone
Mapped Mesh Type	Hexa
Surface Mesh Method	Program Controlled
Free Mesh Type	Not Allowed
Element Midside Nodes	Use Global Setting
Src/Trg Selection	Automatic
Source Scoping Method	Program Controlled
Source	Program Controlled
Sweep Size Behavior	Sweep Element Size
<input type="checkbox"/> Sweep Element Size	Default
[-] <b>Advanced</b>	
Preserve Boundaries	Protected
Mesh Based Defeaturing	Off
Minimum Edge Length	83,252 mm
Write ICEM CFD Files	No

Kuva 14 MultiZone-verkotuksen asetuksia



Kuva 15 MultiZonella verkotettu ruuvi



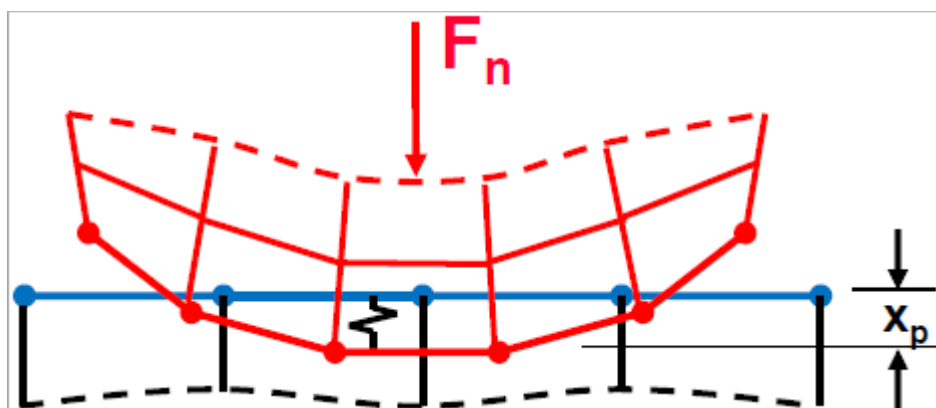
## 5.6 Kontaktit

Koska laskentamalli koostuu useasta eri osasta, tulee niiden kaikkien välille luoda kontaktit, jotta ohjelma pystyy suorittamaan laskennan. Ansys luo oletusasetuksilla automaattisesti osien välille Bonded-kontaktin, jolloin kahden osan välinen rajapinta on kuin liimattu. Tämä kontakti ei kuitenkaan ruuviliitoksen kierreosuutta lukuun ottamatta sovellettu tähän insinööriyöhön, joten kontaktit määriteltiin käsin uudestaan. Kontaktityyppejä ja lävistymistä on Anyksen käyttöohjeissa selostettu seuraavasti:

For nonlinear solid body contact of faces, **Pure Penalty** or **Augmented Lagrange** formulations can be used. Both of these are penalty-based contact formulations:

$$F_{\text{Normal}} = k_{\text{Normal}} x_{\text{Penetration}}$$

The finite contact Force,  $F_n$ , is a concept of contact stiffness,  $k_{\text{Normal}}$ . The higher the contact stiffness, the lower the penetration,  $x_p$ , as illustrated here.

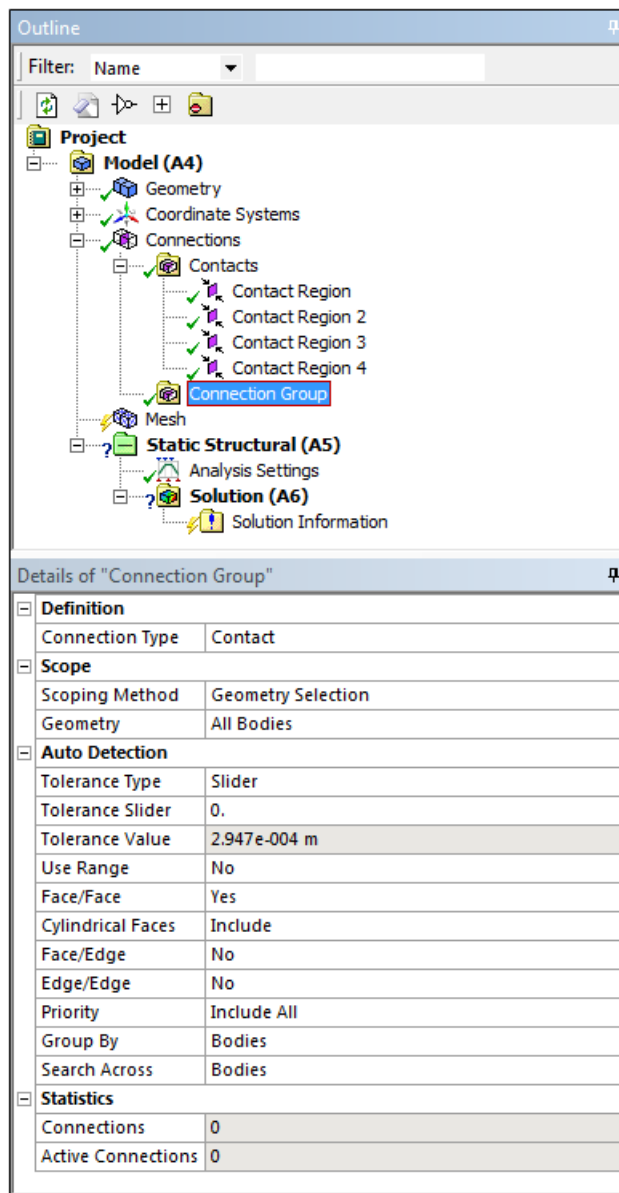


Ideally, for an infinite  $k_{\text{Normal}}$ , one would get zero penetration. This is not numerically possible with penalty-based methods, but as long as  $x_p$  is small or negligible, the solution results are accurate. (3.)

Jotta epälineaariset kontaktit toimivat oikein, pitää niiden välillä olla kontaktijäykkyys. Liian pienen jäykkyyden myötä pinnat pääsevät menemään sisäkkäin, eli tapahtuu lävistymistä. Tämä ei ole toivottua, joten ohjelma laskee automaattisesti sopivan arvon jäykkyydelle tai sen voi määritellä halutessaan käsin. Tämän asetuksen annetaan olla automaattisella asetuksella ja kontaktipintojen tila tarkistetaan laskennan jälkeen.

### 5.6.1 Kontaktikansiot

Koska malli sisältää useita satoja kontakteja, olisi niiden jokaisen määritteleminen yksitellen todella pitkä ja raskas työ. Jokainen tarvittava pinta pitäisi erikseen valita ja luoda näiden välille halutun lainen kontakti. Avuksi otetaan tässä tilanteessa Connection Group Folder -ominaisuus, joka on nähtävissä kuvassa 16. Sen avulla mallissa pystytään useiden pintojen välille luomaan muutamalla klikkauksella tarvittavat kontaktit. Ominaisuus tunnistaa määritellyllä vaikutusalueella olevat eri osien väliset kontaktit, joita pystytään tämän jälkeen muokkaamaan hallitusti.



Kuva 16 Esimerkki Connection Group Folderista

### 5.6.2 Ruuviliitokset

Ruuviliitoksissa käytetään Bonded- ja Frictional-kontakteja. Bonded-kontaktilla lukitaan ruuvin kierreosuus vaihteeseen kierteen pituiselta matkalta. Tämä imitoi täysin kiristettyä ruuviliitosta. Frictionalia käytetään ruuvin kannassa sallimaan liukuminen pintojen välillä. Se on nimensä mukaisesti kitkallinen kontakti, jolle määritetään kitkakerroin. Kitkakertoimelle ei ole olemassa yhtä tarkkaa arvoa, vaan se riippuu muun muassa käytettävistä materiaaleista. Tässä tapauksessa kitkakertoimeksi on arvioitu VDI 2230-1:n mukaisesti  $\mu G = 0,14$ .  $\mu G$  on nimenomaan ruuvin kierteeseen ja kannan alle sovellettava arvo. Kuvassa 17 on esimerkkiasetukset Bonded-liitokselle.

[-] <b>Scope</b>	
Scoping Method	Geometry Selection
Contact	1 Face
Target	1 Face
Contact Bodies	M16x70-2
Target Bodies	19766866_ala-1
[-] <b>Definition</b>	
Type	Bonded
Scope Mode	Automatic
Behavior	Auto Asymmetric
Trim Contact	Program Controlled
Trim Tolerance	1. mm
Suppressed	No
[-] <b>Advanced</b>	
Formulation	MPC
Detection Method	Program Controlled
Constraint Type	Program Controlled
Pinball Region	Program Controlled
[-] <b>Geometric Modification</b>	
Contact Geometry Correction	None
Target Geometry Correction	None

Kuva 17 Bonded-kontakti

### 5.6.3 Vaihteen kontaktit

Vaihteen jakotason ja laakerikansien välissä käytetään myös Frictional-kontaktia. Koska jakotason puoliskot ovat ruuviliitoksella kiinni toisissaan, ei kontakti ole täysin kiinteä. Tämän vuoksi jakotasojen liukuminen toistensa suhteen sallitaan kitkallisella kontaktilla. Kitkakertoimeksi on arvioitu  $\mu T = 0,1$  VDI2230-1:n mukaisesti, kuten kuvassa 18.  $\mu T$  on kaikille muille kontaktipinnoille, kuin ruuvin kierteelle ja kannalle sovellettava arvo.

<b>Scope</b>	
Scoping Method	Geometry Selection
Contact	1 Face
Target	1 Face
Contact Bodies	19768206_Standard_As Machined_-2
Target Bodies	M24x70-1
<b>Definition</b>	
Type	Frictional
Friction Coefficient	0.1
Scope Mode	Automatic
Behavior	Auto Asymmetric
Trim Contact	Program Controlled
Trim Tolerance	1. mm
Suppressed	No
<b>Advanced</b>	
Formulation	Augmented Lagrange
Detection Method	Program Controlled
Penetration Tolerance	Program Controlled
Elastic Slip Tolerance	Program Controlled
Normal Stiffness	Program Controlled
Update Stiffness	Program Controlled
Stabilization Damping Factor	0.
Pinball Region	Program Controlled
Time Step Controls	None
<b>Geometric Modification</b>	
Interface Treatment	Add Offset, No Ramping
Offset	0. mm
Contact Geometry Correction	None
Target Geometry Correction	None

Kuva 18 Frictional-kontakti

## 5.7 Laakerivoimat

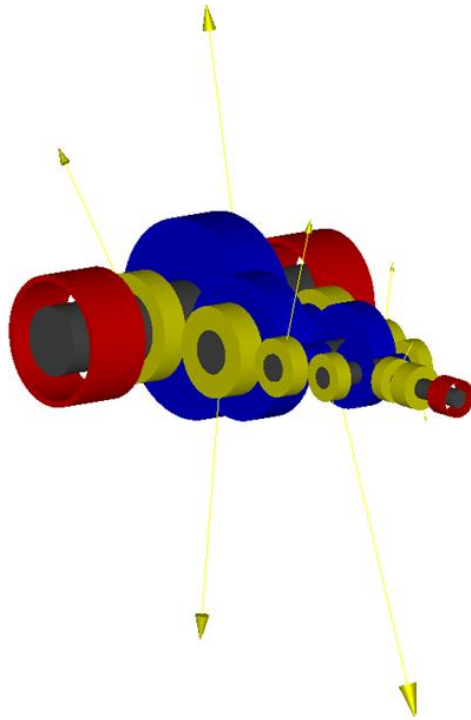
3D-malliin on mallinnettu sylinterin muotoiset kappaleet, jotka vastaavat mitoiltaan laakereiden ulkorenkaita. Nämä imitoivat mallissa laakereiden vaihteeseen voimaa kohdistavia pintoja.

Laakerivoimien radiaalikomponentit määritellään malliin Bearing Load -komennolla ulkorenkaan sisäpintaan. Voima annetaan radiaalikomponentteina. Ohjelma laskee voimalle resultantin ja jakaa sen laakerin pinnalle painekuormituksena. Suurin painekuormitus muodostuu voiman resultanttisuunnan kohdalle ja pienin voiman suuntaa ja sijaintia vastakkaiselle puolelle. Voiman aksiaalikomponentti määritellään Force-komennolla laakerirenkaaseen. Kuvassa 19 Ansyksen visualisointikuva Bearing Loadista.

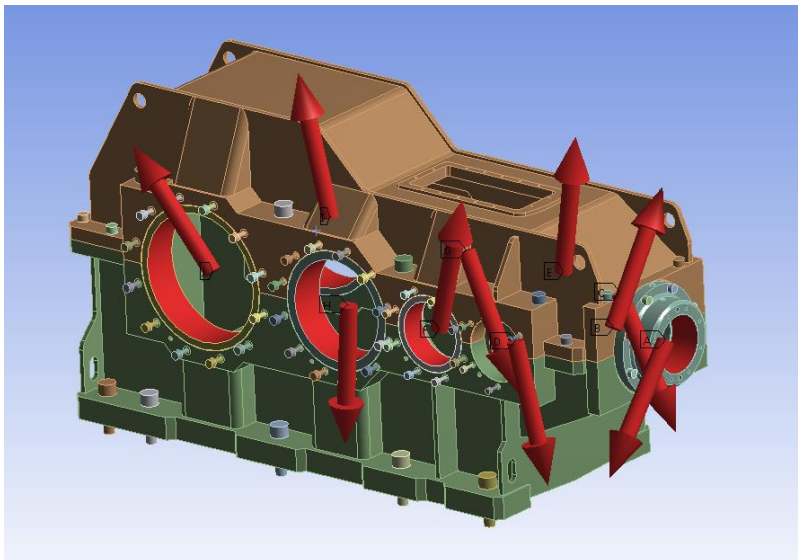


Kuva 19 Laakerivoiman jakaantuminen laakerin pinnalle

Laakerivoimien suunnat kannattaa tarkistaa KISSsys-mallista, josta saa visualisoinnin laakerivoimista 3D-näkymänä, kuten kuvassa 20. Ansyksesta on myös mahdollista saada vastaavanlainen visualisointi, kuvassa 21. Näitä kuvia vertaamalla pystytään helposti ja nopeasti toteamaan, että ainakin voimien suunnat ovat oikein. Täten vältetään todennäköisemmin virheitä.



Kuva 20 KISSsys-laakerivoimien visualisointi



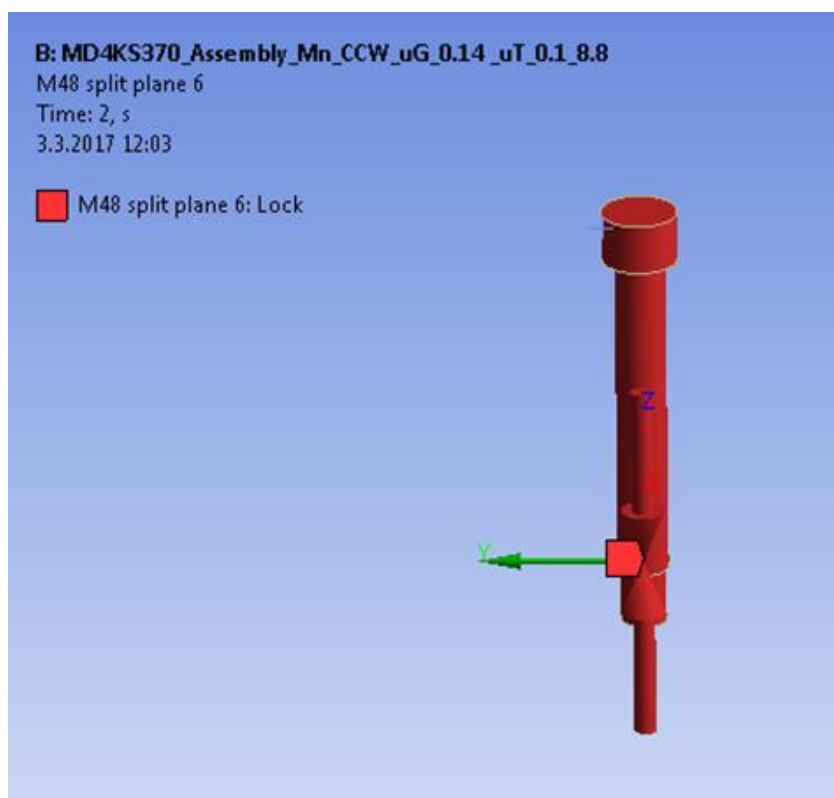
Kuva 21 Ansys-laakerivoimien visualisointi

## 5.8 Ruuvien esikiristys

Ruuvien esikiristyksen toimintaa on selostettu Anyksen käyttöohjeissa:

This boundary condition applies a pretension load to a cylindrical face, to a straight edge of a line body, to a single body, or to multiple bodies, typically to model a bolt under pretension. (3.)

Laskentamallissa käytetään yksinkertaistettua solid-mallia ruuvista, joten helpoin tapa määrittellä esikiristysvoima on määrittellä se koko ruuvin bodylle. Ruuviin määritellään lisäksi paikallinen akselisto, jonka z-komponenttiin kiristysvoima kohdistetaan. Z-akselin tulee siis olla ruuvien pituussuunnan mukainen. Ohjelma simuloi kiristystä halkaisemalla ruuvien virtuaalisesti kahteen osaan paikallisen akseliston xy-tason suhteen ja vetämällä syntyneitä puolikkaita z-akselin suhteen yhteen. Ensimmäisellä aika-askeleella muodostetaan kiristysvoima ja toisella aika-askeleella kiristysvoima lukitaan paikoilleen. Kuvassa 22 on ruuvien esikiristyksen visualisointi.



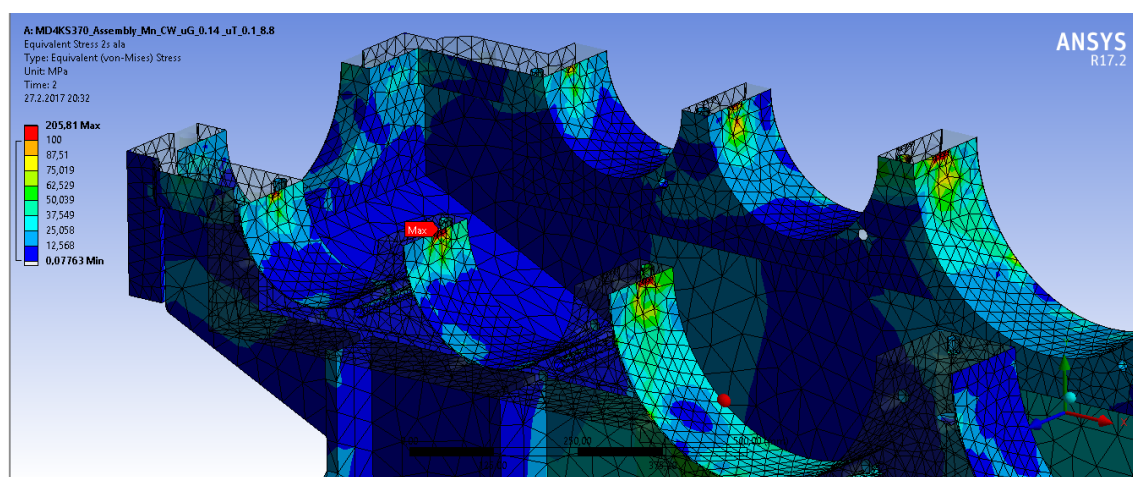
Kuva 22 Bolt Pretension

## 5.9 Ratkaisu

Kun kaikki reunaehdot ja voimat on määritelty, on itse simulaation vuoro. Se ei vaadi laskentaa suorittavalta henkilöltä muuta kuin napin painamisen, ja ohjelma aloittaa laskennan. Ratkaisijan toimintaa pystyy seuraamaan ratkaisun aikana erilaisilla visualisointikeinoilla tai tekstimuodossa. Laskenta-aika riippuu merkittävästi asetuksista, kontakteista ja verkon koosta. Esimerkkityössä aika vaihteli kahden ja kuuden tunnin välissä kestäen keskimäärin noin neljä tuntia. Kun laskenta on valmis, tulevat kaikki pyydetyt tulokset heti saataville.

## 5.10 Jälkikäsittely

Ansyksen simuloinnin pystyy suorittamaan ilman yhtäkään pyydettyä tulostietoa. Tämä helpottaa varsinkin, kun laskentamallia tekee ensimmäisen kerran eikä ole varma, onko siinä virheitä. Näin ollen aikaa ei tarvitse turhaan käyttää tulospyyntöjen laatimiseen, jos mallia joutuu vielä muuttamaan. Ohjelma laskee kaiken tarvittavan ja kun se on onnistuneesti suoritettu, voi tuloksia pyytää erikseen. Ohjelmalla on kaikki tiedot valmiina laskentatiedostoissaan, ja tietoja pyytämällä se etsii tarvittut tiedot. Nämä pystytään sitten esittämään 3D-grafiikkana tai taulukkotietona riippuen pyydetystä tuloksesta. Tuloksia ei tässä insinöörityössä käsitellä tarkemmin niiden luottamuksellisuuden vuoksi. Tämän vuoksi myös kuvat 19, 24 ja 25 on osittain sensuroitu. Kuvassa 23 on esimerkki 3D-grafiikkana esitetystä Von-Misesin vertailujännityksestä.



Kuva 23 Von-Misesin vertailujännitys visualisoituna



## 6 Tulosten esitystavan määrittäminen

Valmiista FEM-analyysistä on asiakaslähtöisissä laskentatehtävissä luonnollisesti tarkoitus lähettää myös raportti lopputuloksista ja työn eri vaiheista. Tämän takia työn aikana tehtiin ehdotus asiakasraportin muodosta ja sisällöstä.

### 6.1 Ansys-tulokset

Ansysessä ei ole olemassa järkevää tapaa tuottaa asiakasmuotoista raporttia ilman Python-koodaustausta. Ohjelmaan on kyllä olemassa maksullisia lisäosia, jotka laajentavat tulosten exportointi-mahdollisuuksia, mutta niitä ei käytetty tässä insinööriyössä, koska ne eivät aivan palvele prosessin kehittämistarkoitusta. Ohjelmasta saa kuitenkin helposti Excel-muodossa ulos laskettujen tulosten yhteenvedon, jota pystytään käyttämään tulosten jatkojalostukseen.

### 6.2 Asiakasraportti

Asiakasraportti sisältää ensin perustiedot käytettävästä teollisuusvaihteesta, eli akseli-asennon, portaiden määrän, käytettävät tehot ja pyörintänopeudet. Myös kaikki laskentamallitiedot on esitelty, sisältäen verkon solmujen määrän, laakerivoimat sekä käytetyt kitkakertoimet. Laskennalle on asetettu tavoitteet (esimerkiksi turvakerroin 1.3 maksimijännityksen tai ruuvien liukumisen suhteen) ja lopussa ilmoitetaan tavoitteiden mahdollinen täyttyminen, sekä numeroarvoja laskennasta (maksimijännitykset, kriittiset ruuvit ja niiden VDI2230:n mukainen laskenta.)

## **7 Laskentaprosessin kehittäminen Lean-filosofian mukaiseksi**

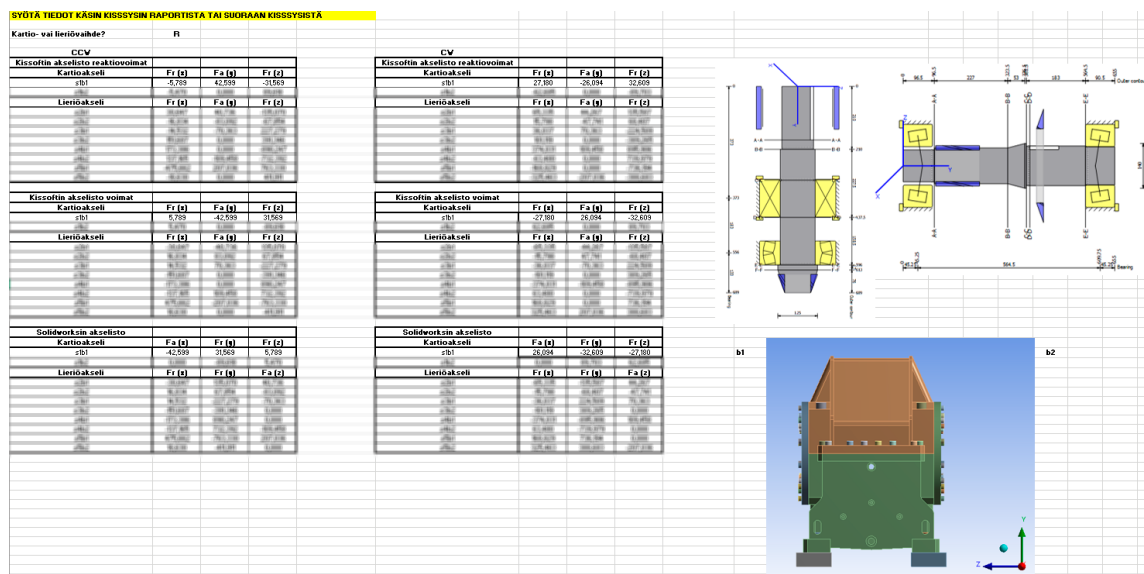
Koska insinööriyön tavoitteena oli laskentaprosessin kehittäminen Lean-filosofian mukaisesti, oli prosessia varten tarpeen kehittää myös työkaluja. Työn aikana tuotettiin yrityksen sisäinen ohjeistus FEM-analyysia varten, Excel-taulukoita automatisoimaan laakerivoimien esikäsittelyä, sekä Excel-taulukko tulosten jälkikäsittelyyn ja yksinkertaistettuun VDI-2230:n mukaiseen laskentaan.

### **7.1 Sisäinen ohjeistus**

Insinööriyön aikana kehitettiin yrityksen sisäinen ohjeistus, jonka hallinta ja kehittäminen on kirjoitushetkellä insinööriyön tekijän vastuulla. Ohjeistus sisältää kaikki insinööriyöhön sisällytetyt laskentavaiheet, eli 3D-mallin esikäsittelystä tulosten yksinkertaistettuun jälkitarkasteluun. Ohjeistuksen tarkoituksena on antaa laajemmat valmiudet FEM-analyysointiin myös muille suunnittelijoille. Tarkoituksena on myös ehkäistä virheiden muodostumista ja pitää tulokset yhdenmukaisina vertailun mahdollistamiseksi.

## 7.2 Laakerivoimat laskentaohjelmista Ansykseen

Laakerivoimien syöttäminen Ansykseen tyhjästä on haastavaa, koska laskentaohjelmasta riippuen vaihteiden koordinaatistojen suunnat vaihtelevat. Työn aikana havaittiin, että sekä KISSsysin että Wesilabin akselistot poikkeavat Solidworksissä ja Ansyksessä tavallisesti käytettävästä akseliston suunnasta. Tämän johdosta aina FEM-analyysia aloittaessa tulisi kaikki laakerivoimat sovittaa Solidworksin ja Ansyksen koordinaatistoon, joka lisää sekä työn määrää että virheiden mahdollisuutta. Ongelmaa helpottamaan on luotu Excel-laskentataulukko, jolla voimien suunnat käännetään automaattisesti, eli sitä voitaneen kutsua laakerivoimien esikäsittelijäksi. Wesilabin kohdalla taulukko osaa itse hakea Wesilabin tulostiedostosta laakerivoimat ja muuttaa ne, mutta KISSsysin kanssa voimat joutuu toistaiseksi syöttämään taulukkoon käsin. Tulevaisuudessa on tarkoitus luoda mahdollisuus KISSsysin tulostiedostojen automaattiseen hakuun. Kuvassa 24 on esikäsittelijän KISSsys-välilehti.



Kuva 24 Kuvakaappaus laakerivoimien esikäsittelijästä

### 7.3 Tulosten yksinkertaistettu VDI2230-laskenta

VDI2230:n mukainen ruuvien lujuuslaskenta on vaativa ja pitkä laskutoimitus ja vaatii eri ruuvikoilla ja -tyypeillä tietokannat taakseen. Varsinaiset VDI2230:n mukaiset laskennat suoritetaan erikseen KISSsoft-ohjelmalla, mutta insinööriyön ohessa tehtiin yksinkertaistettu Excel-laskentataulukko, jonka avulla pystytään tuloksien pohjalta haarukoimaan kriittisimmät ruuvit, joita jälkitarkastellaan tarkemmin. Kuvakaappaus taulukosta on nähtävissä kuvassa 25. Taulukkoon syötetään käsin keltaisella merkittyihin laatikoihin lähtötiedot, eli ruuvien koot ja halkaisijatiedot, sekä Ansyksestä saadut reaktivoimat. Myös kitkakerroin ja kiristyskerroin ovat osa laskentaa, joten nekin vaaditaan. Kiristyskerroin on VDI2230:n mukaan se kerroin, joka muodostuu kiristyksen työkalusta riippuvasta virheestä ruuvin kiristyksessä. Toisin sanoen  $F_{Mmin} = \frac{F_{Mmax}}{\alpha_A}$ , jossa  $F_{Mmax}$  on laskennallinen kiristysvoima,  $\alpha_A$  kiristyskerroin ja  $F_{Mmin}$  lopullinen kiristysvoima.

Object Name	Bolt size	Ap (ISO 4014)	dw (ISO 4014)	da (ISO 4014)	Pretension	X Axis	Y Axis	Z Axis	Fr resultant	Fa total (working load pretension)	Pretension remaining (Pretension - working load)	Allowed radial force (Pretension remaining * $\alpha_A$ )	Safety against sliding (allowed radial / radial)	Maximum load (0.9*Ap*F0.2)	Safety against yield (Maximum load / load)	Surface pressure (Mpa)	Safety against max surface pressure (S355J2 / 168 Mpa)
Split plane 1	M30	561	42.75	33.4	261000												
Split plane 2	M30	561	42.75	33.4	261000												
Split plane 3	M36	817	51.11	39.4	382000												
$\mu$	0.1	Tightening factor															
$\alpha_A$	1.5																
$\sigma_{max}$	628																

Kuva 25 Yksinkertaistettu VDI2230-laskuri

## 8 Yhteenveto

Työlle annettiin tavoitteet kehittää FEM-analyysiprosessi vaihteen kotelon ja sen jakotason ruuvien tarkastelua varten. Tähtäimenä oli mahdollisuus yhtenäistää ruuvikokoja ja yhdenmukaistaa vaihteille tehtävää tarkastelua. Lähtökohtaa prosessille ei entuudestaan ollut olemassa.

Yhteenvetona voitaneen todeta, että insinööriyö on onnistunut annetuissa tavoitteissaan suhteellisen hyvin. Työn laajuus yllätti hieman allekirjoittaneen, mutta se lienee luonnollista tämänkaltaisessa kehitysprojektissa. Tämän insinööriyön kirjoitushetkellä prosessia ollaan ajamassa yrityksen sisäiseen standardiin, mutta sitä ei ole vielä käytetty esimerkkityötä lukuun ottamatta.

Prosessi on kuitenkin käsitelty alusta loppuun ja vaikka matkan varrella oli ongelmia, voitaneen projektia pitää onnistuneena. Projekti ei kuitenkaan ole valmis vaan sitä tul-  
laan kehittämään edelleen tämän insinöörityönkin jälkeen. Jatkuva kehittäminen on kui-  
tenkin olennainen osa Lean-filosofian mukaista toimintaa. Edistystä lähtökohtana ollee-  
seen prosessiin, tai oikeammin sen puuttumiseen, on kuitenkin tapahtunut merkittävästi.

Työmäärällisesti suurin osuus prosessissa lienee FEM-mallin määrittely Ansysessä  
kaikkine kontakteineen ja voimineen. Työn tuloksena kehitetyn prosessin myötä tuo työ-  
määrä pienenee huomattavasti, kun kaikkia asetuksia ei tarvitse erikseen miettiä ja tes-  
tata.

Työ ei ole täysin automatisoitu eikä sitä hyvin suurella todennäköisyydellä koskaan tule  
olemaankaan. Koko prosessin automatisointi vaatisi usean henkilön monivuotisen työ-  
panoksen, eikä sen onnistumisesta siltikään olisi takeita, varsinkaan kun käytössä olevat  
ohjelmat päivittyvät jatkuvasti. Automatisointia on kuitenkin pystytty jonkin verran teke-  
mään Excel-käsittelijöiden avulla.

## Lähteet

1. Mitä Lean on? 2017. Verkkodokumentti. Six Sigma. <http://www.sixsigma.fi/fi/lean/>. Luettu 16.4.2017.
2. Toyotan tuotantojärjestelmä. 2017. Verkkodokumentti. Wikipedia. [https://fi.wikipedia.org/wiki/Toyotan\\_tuotantoj%C3%A4rjestelm%C3%A4](https://fi.wikipedia.org/wiki/Toyotan_tuotantoj%C3%A4rjestelm%C3%A4). Luettu 16.4.2017.
3. Ansys Mechanical User's Guide 17.2, 2016. SAS IP, Inc.
4. Systematic calculation of highly stressed bolted joints. Joints with one cylindrical bolt. VDI2230-1, 2015. Verein Deutscher Ingenieure e.V., Düsseldorf
5. Systematic calculation of highly stressed bolted joints. Multi bolted joints. VDI2230-2, 2014 Verein Deutscher Ingenieure e.V., Düsseldorf.